DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202505048

定容燃烧弹中正丁醇喷雾火焰的光学诊断

张晓腾[1]，刘海峰[1]，刘　龙[2]，明镇洋[1]，郑尊清[1]，尧命发[1]
（1. 天津大学先进内燃动力全国重点实验室，天津 300350；
2. 哈尔滨工程大学动力与能源工程学院，哈尔滨 150001）

摘要：基于一台自行搭建的光学可视化的定容燃烧弹系统，研究了喷油持续期（3.0、6.0 和 8.6 ms）、喷油压力（30、40 和 50 MPa）和环境温度（880、910 和 940 K）对正丁醇喷雾火焰的影响．采用火焰自发光高速成像技术揭示了火焰发展过程和燃烧特性．结果表明：正丁醇喷雾火焰整体呈现黄白色火焰，喷雾上游存在少量淡蓝色火焰．较小喷油持续期（3.0 ms）下，正丁醇着火后存在局部火焰熄灭现象．随着喷油持续期增加，碳烟浮起长度缩短，火焰亮度、滞燃期和燃烧持续期均增加．随着喷油压力增加，火焰亮度和火焰回溯现象减弱，碳烟浮起长度增加，同时火焰滞燃期延长但燃烧持续期缩短．环境温度显著影响正丁醇喷雾火焰的稳定着火，环境温度仅增加 60 K，滞燃期显著缩短 4.16 ms，同时火焰亮度明显增强且火焰形态更为稳定．

关键词：正丁醇；喷雾火焰；定容燃烧弹；燃烧特性；光学诊断
中图分类号：TK401　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909（2025）05-0423-11

Optical diagnosis of *n*-butanol spray flame in a constant volume combustion chamber

Zhang Xiaoteng[1]，Liu Haifeng[1]，Liu Long[2]，Ming Zhenyang[1]，Zheng Zunqing[1]，Yao Mingfa[1]
（1. State Key Laboratory of Engines，Tianjin University，Tianjin 300350，China；
2. School of Power and Energy Engineering，Harbin University of Engineering，Harbin 150001，China）

Abstract：Based on a self-built optically visualized constant volume combustion chamber system，the effects of injection duration（3.0，6.0，8.6 ms），injection pressure（30，40，50 MPa），and ambient temperature（880，910，940 K）on *n*-butanol spray flame were studied. The flame development process and combustion characteristics were revealed by flame self-illumination high-speed imaging method. Results show that the *n*-butanol spray flame shows a yellow-white flame as a whole，and there is a small amount of light blue flame upstream of the spray. Under small injection duration（3.0 ms），a partial flame-quenching phenomenon presents after *n*-butanol ignites. As injection duration increases，the soot lift-off length shortens，and the flame brightness，ignition delay and combustion duration increase. As injection pressure increases，the flame brightness and flame backtracking phenomenon weaken，and the soot lift-off length increases. At the same time，the ignition delay is prolonged，but the combustion duration is shortened. The ambient temperature has a significant effect on the stable ignition of *n*-butanol spray flame. With an increase in ambient temperature of only 60 K，the ignition delay of *n*-butanol spray flame is notably shortened by 4.16 ms，while the flame brightness is obviously enhanced and the flame shape is more stable.

Keywords：*n*-butanol；spray flame；constant volume combustion chamber；combustion characteristics；optical diagnosis

内燃机是应用范围最广的动力装置，承担中国客运和货运总量 80% 以上，是国民经济和国防建设中至关重要的“动力心脏”[1-3]．作为内燃机的主要燃料来源，石油化石能源的消耗不断增加；化石能源作为

收稿日期：2024-12-18；**修回日期**：2025-05-02.
基金项目：国家自然科学基金资助项目（U2241262）.
作者简介：张晓腾，博士，xiaotengzhang@tju.edu.cn.
通信作者：刘海峰，教授，博士生导师，haifengliu@tju.edu.cn.

不可再生能源，大量使用将会导致能源危机[4-5]. 内燃机的使用也对环境带来了严峻的挑战，包括一氧化碳（CO）、碳氢化合物（HC）、碳烟和氮氧化物（NO_x）排放[6-7]，同时也会对人体健康造成一定危害[8]. 目前，降低内燃机排放的技术主要包括优化活塞形状[9]、优化喷射策略[10-11]，采用新型燃烧方式[12-13]（如低温燃烧（LTC）、均质充量压燃（HCCI）、活性控制压燃（RCCI）和部分预混燃烧（PPC）等），开发替代燃料[14-16]（如生物柴油、醇类及醚类），添加纳米添加剂[17-18]如氧化锌（Zno）、氧化铜（CuO）和氧化铝（Al_2O_3）等. 其中，采用替代燃料无疑是简单有效的方式之一，不仅可以缓解能源危机，而且可以实现高效清洁的排放.

正丁醇的理化特性与汽油相似，具有较高的辛烷值和挥发性，同时正丁醇黏度较大，对橡胶塑料等材料溶胀腐蚀性较小，且可以与柴油和汽油实现良好互溶. 与甲醇等低碳醇相比，正丁醇碳链较长，具有更高的能量密度和更低的蒸汽压；与柴油相比，正丁醇的高含氧量促进了燃料的氧化，有利于降低发动机的碳烟和 CO 排放. 并且正丁醇可以直接利用现有的基础设施进行运输和储存，对于内燃机的改造更少. 此外，正丁醇的来源十分丰富，几乎所有含有纤维素生物质和木质素的木质茎、稻草和农业废弃物等都可以通过发酵获得正丁醇，故而不消耗粮食资源[19-20]. 因此，正丁醇是一种极具潜力的可持续碳中和燃料.

相较汽油机，柴油机具有更高的热效率，因而将正丁醇应用于柴油机是一种极具潜力的应用方式. 目前正丁醇应用于柴油机的方式主要有两种，一种是将正丁醇和柴油混合后直接喷入缸内，以压燃的方式燃烧；另一种是气道喷射正丁醇，缸内直喷柴油的双燃料燃烧方式. Rakopoulos 等[21-22]研究结果表明，随着正丁醇掺混比例的增加，柴油机的 NO_x、CO 和碳烟排放均明显降低，但 HC 排放增加，同时有效燃油消耗率（BSFC）略有增加. Yao 等[23]研究了柴油掺混正丁醇对柴油机不同废气再循环率（EGR）下的燃烧和排放特性的影响，结果表明柴油机使用掺混正丁醇的混合燃料后滞燃期延长，同时缸内最大爆发压力和燃烧温度下降，并且碳烟排放降低. Nabr 等[24]发现使用高比例正丁醇燃料后，柴油机的 BSFC 增加，这主要是由于正丁醇相较柴油较低的热值所致. Zhang 等[25]和 Chen 等[26]试验结果表明，与柴油相比，正丁醇-柴油混合燃料的有效热效率（BTE）更高，并随正丁醇比例增加而增大，这主要是由于混合燃料的较低十六烷值增加了点火延迟，从而改善了预混燃烧，同时正丁醇的高含氧量也促进了扩散燃烧[27]. 此外，正丁醇的层流火焰燃烧速度高于柴油[28]，也在一定程度上促进了 BTE 的提高. Wu 等[29]研究结果表明，正丁醇的火焰浮起长度明显高于柴油. Yan 等[30]试验表明，在柴油中添加正丁醇有助于降低高海拔下的喷雾穿透，同时降低碳烟排放. Soloiu 等[31]研究表明，由于正丁醇较高的汽化潜热，缸内最高燃烧温度下降；结合 20% 的 EGR 率，NO_x 排放相较原机最高可降低 50%，碳烟排放最高可降低 80%，但未燃 HC、醛类和 CO 排放略微增加.

通过上述研究可知，正丁醇在助力实现柴油机高效清洁燃烧方面具有巨大潜力，但由于正丁醇相较柴油具有较低的十六烷值和较高的汽化潜热，导致在柴油机中很难稳定压燃，因而过往研究主要围绕正丁醇掺混燃烧和双燃料燃烧两种方式. 但掺混燃烧不能实现传统化石燃料的完全替代，而双燃料燃烧方式不仅需要两套供油系统，而且需要足够的柴油引燃能量以确保柴油机稳定燃烧，否则将会失火致使燃烧效率和热效率降低. 近期有研究表明，通过采用进气加热或提高进气压力结合喷油策略优化可以实现纯正丁醇燃料的稳定压燃[32]. 采用纯正丁醇直接压燃，有助于实现传统化石燃料的完全替代，不仅结构简单，而且高的压缩比也保证了较高的热效率. 但纯正丁醇直接压燃的喷雾燃烧目前尚未得到广泛研究，相关燃烧机理仍不清楚，急需补充纯正丁醇直接压燃喷雾燃烧的相关火焰发展过程和燃烧特性基础数据.

因此，笔者在一台光学定容燃烧弹上，通过高速相机拍摄纯正丁醇喷雾时间分辨的火焰图像，以分析纯正丁醇喷雾火焰的发展过程及提供有关滞燃期及燃烧结束时刻的信息，研究了不同喷油持续期、不同喷油压力和不同环境温度下纯正丁醇喷雾火焰的发展过程及燃烧特性，为纯正丁醇直接压燃应用于柴油机提供了重要的理论与参考价值.

1 试验设备与研究方法

1.1 试验设备

图 1 所示试验在一台光学可视化的定容燃烧弹系统上进行. 装置的光学可见容积为 12 L，四周设置 4 个相互垂直的光学视窗. 视窗采用 JGS1 高紫外石英材料，以确保光线良好透过，有效可视直径为 100 mm. 窗口下部的腔体内壁缠绕大量电阻丝，用于对装置内气体加热，最高可达 1 200 K，并覆盖石棉用于保温. 腔体顶部中心设有直径为 0.18 mm 的单孔喷油器，竖直向下喷射. 腔体底部设有进/排气口，通过

连接高压气瓶对装置内部充放气以设定环境压力，最高可达 6 MPa. 在喷油器下方轴向距离分别为 10、50 和 90 mm 处布置有 3 个精度为 ± 0.5 K 的热电偶来测定装置内温度. 试验时若三者温差均小于 20 K，则使用中间热电偶温度作为环境温度. 采用 Bosch 高压共轨燃油喷射系统，喷油压力最高可达 160 MPa. 喷油参数由常州易控 ECTEK 软件实现精准电控，可使喷油压力稳定在目标值的 ± 2 MPa 内. 喷油信号同时触发一台 DG645 延时触发器，DG645 延时触发器信号输出端连接高速摄像机信号输入端，以实现图像采集设备在燃油喷射瞬间同步拍摄.

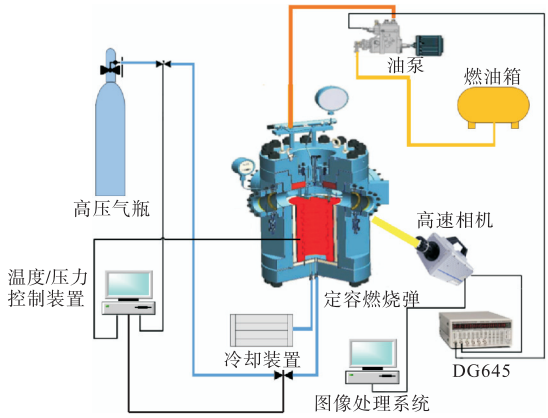


图 1　定容燃烧弹系统示意

Fig.1　Schematic of the constant volume combustion chamber system

1.2　试验方法

试验采用火焰自发光高速成像技术，即高速摄影技术. 采用 Photron 公司生产的 FASTCAM SA5 型 CMOS 高速摄像机记录纯正丁醇时间分辨的喷雾火焰发展过程. 相机搭配焦距 f 为 50 mm、最大光圈为 f/1.4 的 Nikon 镜头. 试验时采用的光圈为 f/2.8，拍摄帧率为 10 000 幅/s，曝光时间为 100 μs，图片分辨率为 896 × 848 像素.

1.3　试验条件

试验边界条件如表 1 所示. 为了保证纯正丁醇稳定压燃，环境温度 T_i 分别设置为 880、910 和 940 K，环境压力 p_i 设置为 4 MPa. 事实上，对于一台压缩比为 17.5 的自然吸气柴油机而言，压缩至上止点的热力学状态参数处于上述的温度和压力参数下. 由于正丁醇较好的挥发性降低了喷油压力的需求，同时较高的喷油压力可能会导致正丁醇喷雾燃烧不稳定，因此，喷油压力 p_j 分别设置为 30、40 和 50 MPa. 为研究输入能量对正丁醇喷雾燃烧的影响，喷油压力固定为 30 MPa，喷油持续期 D_j 分别设置为 3.0（对应喷油量为 12 mg）、6.0（对应喷油量为 24 mg）和 8.6 ms（对应喷油量为 36 mg）. 进一步探究喷油压力对正丁醇喷雾燃烧的影响，保持输入能量一致（36 mg），喷油持续期分别为 8.6（30 MPa）、7.1（40 MPa）和 6.4 ms（50 MPa）. 试验燃料为纯正丁醇，为了有效去除正丁醇中可能存在的杂质影响，采用的正丁醇纯度级别为色谱级（> 99.99%），其理化特性如表 2 所示.

表 1　试验边界条件

Tab.1　Experimental boundary conditions

参数	数值
环境温度 T_i/K	880，910，940
环境压力 p_i/MPa	4
喷油压力 p_j/MPa	30，40，50
喷油持续期 D_j/ms	3.0，6.0，6.4，7.1，8.6

表 2　正丁醇的理化特性

Tab.2　Physicochemical properties of *n*-butanol

参数	数值
正丁醇分子式	$CH_3(CH_2)_3OH$
十六烷值	25
低热值/(MJ · kg^{-1})	33.19
氧质量分数/%	22
汽化潜热/(kJ · kg^{-1})	626
密度(20 ℃)/(g · cm^{-3})	0.81
沸点/K	390.7

2　结果与讨论

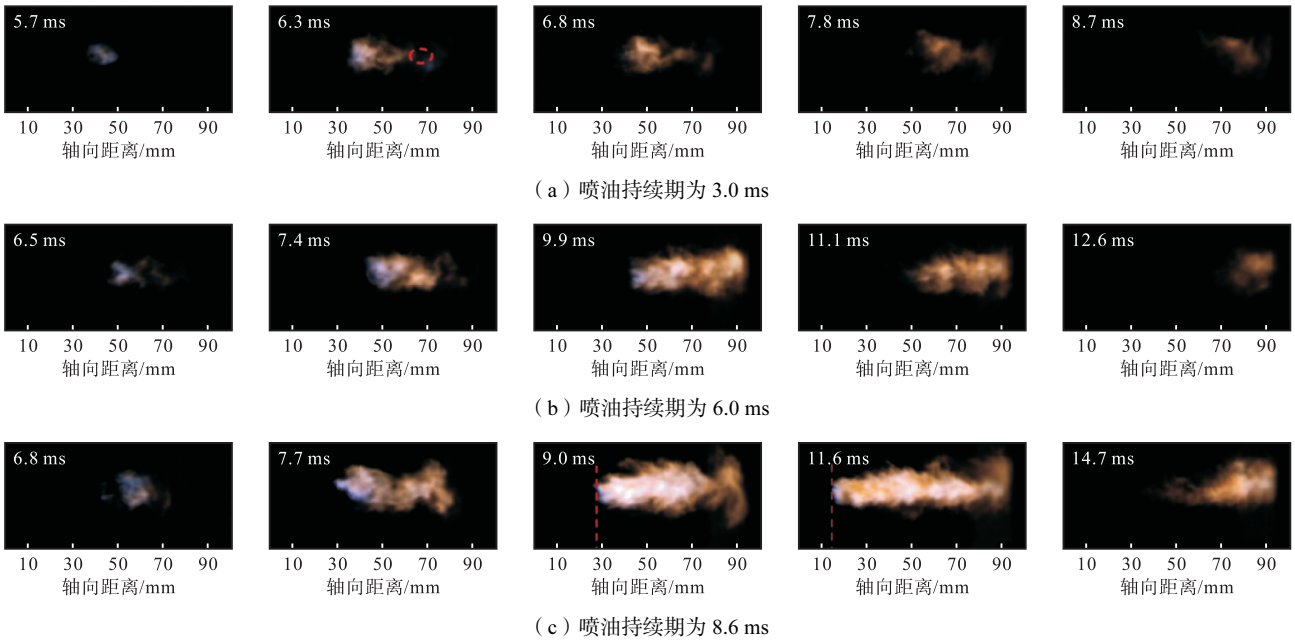
2.1　不同喷油持续期下正丁醇喷雾火焰的燃烧特性

图 2 为高速相机拍摄得到的正丁醇喷雾火焰在不同喷油持续期下的火焰自发光单次真彩. 喷嘴位于每幅图片左侧中心处，图片下方的刻度表示该位置距喷嘴的轴向距离，图片左上角的数字表示该图片距喷油开始的间隔时间. 除喷油持续期不同外，其余试验条件均相同，环境压力为 4 MPa，环境温度为 940 K，喷油压力为 30 MPa. 每行图片的前 3 张图片反映了喷雾火焰从着火到火焰长度基本恒定（进入准稳态阶段）的发展过程，第 4 张图片有助于识别是否发生火焰回溯现象，最后一张图片反映了火焰消失前的火焰形态. 为了减少循环波动，从而更准确地分析火焰发展特征，将 10 次重复试验的结果进行平均并转化为灰度值再进行上色得到平均伪色图，得到仅包含火焰自发光亮度信息的火焰自发光平均伪色，如图 3 所示，图片中最大亮度为 255.

观察图 2 和图 3 可以看到，正丁醇喷雾火焰整体上呈现黄白色扩散火焰，在喷雾的上游存在少量预混淡蓝色火焰. 黄白色火焰主要来自于少量的碳烟热辐射，也可能是由于 H_2O 和 O_2 的高温热辐射所引起[33]. 而淡蓝色火焰主要可能是由于 CO 等产物的

化学发光引起[34]. 同时可以看到，正丁醇喷雾火焰不存在像传统柴油喷雾火焰类似的半球形头部，而是一种带有许多褶皱的不稳定火焰. 这主要是由于正丁醇具有较长的点火延迟，喷雾锥角较大且燃油束比较分散，从而促进了喷雾火焰与周围空气的湍流混合，导致在喷雾火焰的边缘出现了许多褶皱. 当喷油持续期为 3.0 ms 时，由于整体当量比和放热量较低，正丁醇喷雾火焰的整体亮度较弱且亮度分布较为均匀，同时火焰形态较短. 此外，在着火开始后可观察到正丁醇喷雾火焰头部存在局部火焰熄灭现象. 这主要是由于正丁醇的热值较低，汽化潜热较高，从而导致已燃烧的燃料释放的热量不能满足后续燃料着火的要求，因而出现局部火焰熄灭现象.

伴随喷油持续期增加，单位喷雾的正丁醇量增加，火焰释放出更多的热量，因而火焰整体亮度增加并且火焰变长，同时火焰中开始出现亮度饱和区域. 由



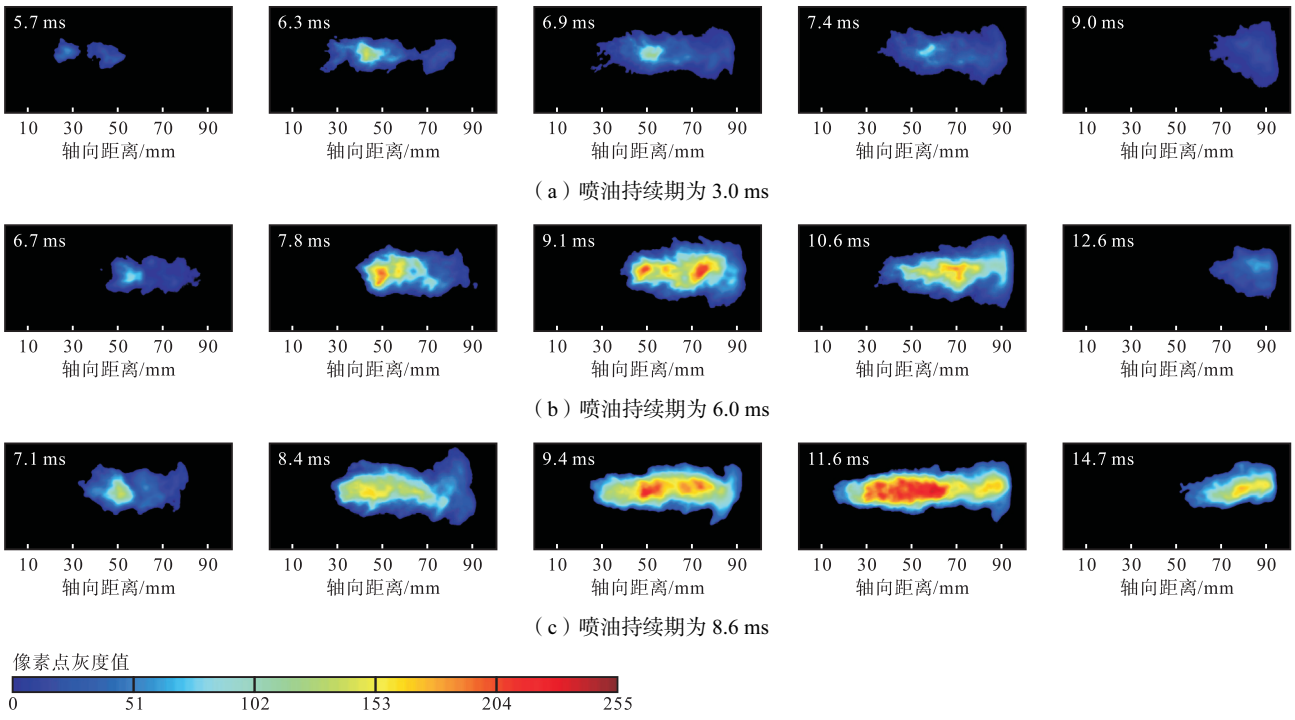
（a）喷油持续期为 3.0 ms

（b）喷油持续期为 6.0 ms

（c）喷油持续期为 8.6 ms

图 2 正丁醇喷雾火焰在不同喷油持续期下的火焰自发光单次真彩

Fig.2 Nature luminosity single-shot true-color images of the *n*-butanol spray flame under different injection duration



（a）喷油持续期为 3.0 ms

（b）喷油持续期为 6.0 ms

（c）喷油持续期为 8.6 ms

图 3 正丁醇喷雾火焰在不同喷油持续期下的火焰自发光平均伪色

Fig.3 Averaged nature luminosity false-color images of the *n*-butanol spray flame under different injection duration

于燃料与空气混合的时间增加，满足着火条件的可燃混合物向喷雾上游移动，碳烟浮起长度也随喷油持续期的增加而减小. 另外，火焰自发光的高亮度区域主要集中在火焰上游，随着火焰向下游发展，吸入的氧气量增多，促进了碳烟的进一步氧化，因而火焰下游自发光亮度降低. 当喷油持续期为 8.6 ms 时，可发现火焰上游存在明显的火焰回溯现象，喷雾火焰上游由 9.0 ms 时距离喷嘴为 27.6 mm 回溯至 11.6 ms 时距离喷嘴为 15.4 mm. 火焰回溯现象是指喷油结束后火焰从浮起区域回溯至喷嘴附近的现象，喷油结束后的火焰回溯现象有利于消耗未燃碳氢化合物，从而提高燃烧的效率[35-36].

将火焰自发光平均伪色图对应的灰度图中每个像素点的亮度值进行累加计算，可得到不同喷油持续期下正丁醇喷雾火焰的空间积分自发光亮度(SINL)，如图 4 所示，每个数据点上的颜色条表示该数据点 10 次重复试验结果的标准偏差.

SINL 可以有效反映火焰亮度随时间的变化规律. 伴随喷油持续期增加，正丁醇喷雾火焰的 SINL 上升和下降速率逐渐增加，并且峰值亮度即整体火焰自发光亮度也呈现增加趋势，这可归因于单位时间内燃料燃烧速率的增加. SINL 一定程度上也可反映出火焰中的碳烟浓度，伴随喷油持续期增加，正丁醇喷雾的整体当量比增加，火焰中心区域得不到充足的氧气，不利于碳烟的进一步氧化，因而碳烟排放随喷油持续期增加而增大. 并且伴随喷油持续期增加，SINL 起始点逐渐推迟，这主要是由于局部当量比增加，增强了喷雾冷却效应从而退化了着火热力学条件所致.

燃料燃烧要经历低温反应与高温反应两个阶段，相应的自发光亮度也会呈现出低温化学发光和高温化学发光两个阶段，并且两者在数量级上的差别十分显著. 在以往的研究中，火焰自发光图像的亮度变化与高温放热密切相关，因此，可以建立起自发光亮度与滞燃期、燃烧结束时刻等燃烧特性的对应关系[37]. 并采用美国圣地亚国家实验室 Engine Combustion Network 网站中对光学滞燃期的定义[38]，利用火焰自发光平均伪色，绘制出图 5 所示像素点自发光最大亮度值随时间的变化，该曲线为 8.6 ms 喷油持续期下的试验结果. Lillo 等[39]研究表明，由于低温化学发光强度很低且难以被高速相机捕捉，因而低温化学发光处于图像自发光最大亮度值为 0 ~ 1 的稳定阶段，而高温化学发光处于图像自发光最大亮度值为最高水平的稳定阶段. 正丁醇喷雾火焰呈现出明显的低温化学发光和高温化学发光两个阶段. 借鉴 Lillo 等[39]研究将高温化学发光强度的 20% 作为阈值来确定滞燃期和燃烧结束时刻，由此得到不同喷油持续期下正丁醇喷雾火焰的滞燃期和燃烧结束时刻. 燃烧结束时刻与滞燃期的差值即为燃烧持续期，如图 6 所示. 每个数据点上的误差条表示该数据点 10 次试验结果的标准偏差. 可以看到当喷油持续期为 3.0 ms 时，由于燃料整体当量比较低，喷雾获得的氧气量较为充足，燃料蒸发和混合较快，容易形成适合着火的当量比区域，因而燃料较快着火并且迅速完成燃烧. 当喷油持续期增加后，一方面由于碳烟浮起长度的缩短导致卷吸进入喷雾内部的氧气量减少；另一方面单位时间内扩散进

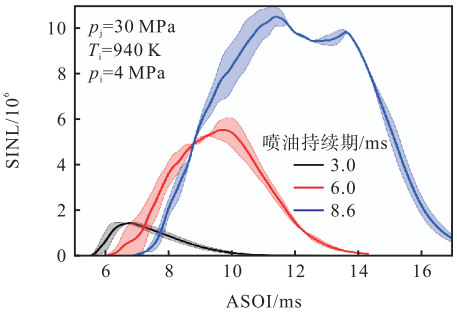


图 4　不同喷油持续期下正丁醇喷雾火焰的空间积分自发光亮度随时间的变化

Fig.4　Spatially integrated natural luminosity of the *n*-butanol spray flame versus time under different injection duration

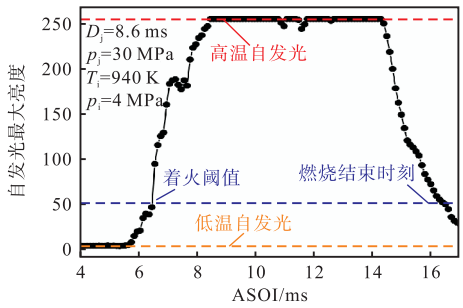


图 5　正丁醇喷雾火焰像素点自发光最大亮度值随时间变化的曲线

Fig.5　Curve graph of the pixel maximum natural luminosity value in *n*-butanol spray flame versus time

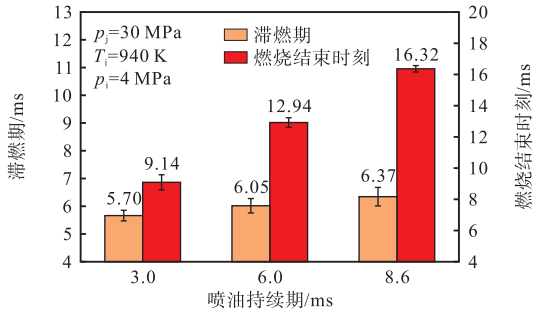


图 6　不同喷油持续期下正丁醇喷雾火焰的滞燃期和燃烧结束时刻

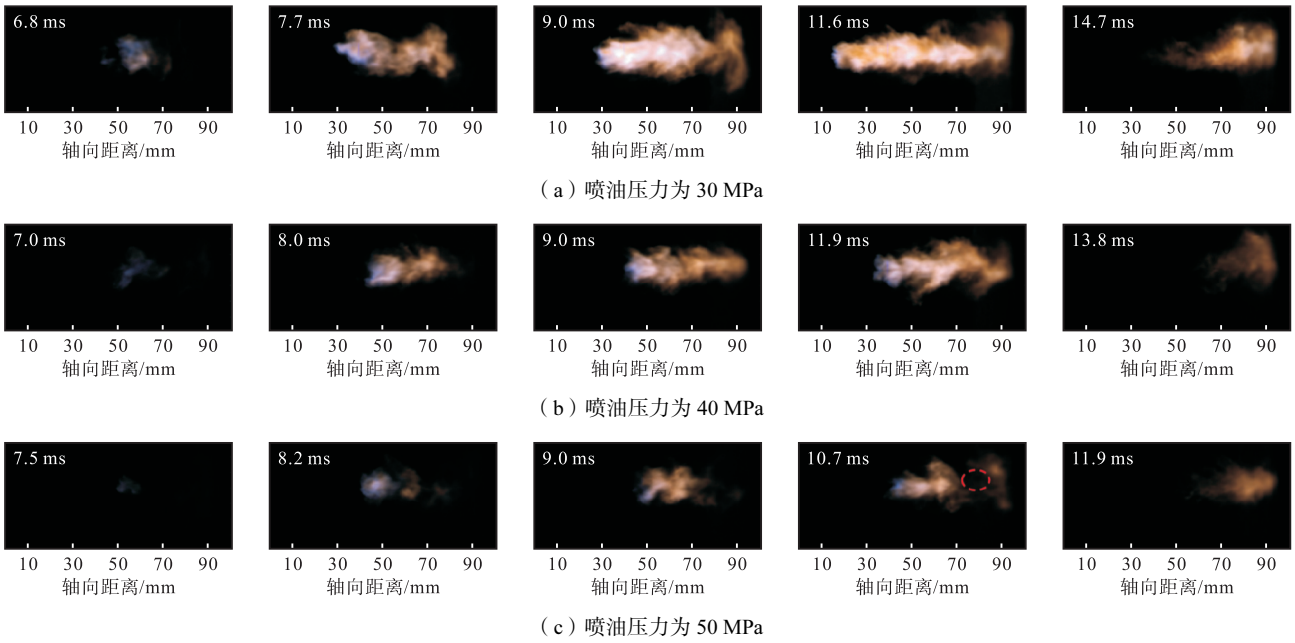
Fig.6　Ignition delay and combustion end time of the *n*-butanol spray flame under different injection duration

喷雾内部的氧气量有限，同时燃料整体当量比也在增加，因此，单位燃料喷雾所能获得的氧气量减小，满足着火条件的可燃混合物比例降低，导致高温反应前的准备时间延长，喷雾火焰滞燃期和燃烧持续期均出现延长，而燃烧持续期的延长不利于热效率的提升.

2.2 不同喷油压力下正丁醇喷雾火焰的燃烧特性

为进一步分析喷油压力对正丁醇喷雾火焰结构特征和燃烧特性的影响，得到正丁醇喷雾火焰在不同喷油压力（30、40 和 50 MPa）下的火焰自发光单次真彩见图 7. 图 8 为正丁醇喷雾火焰在对应喷油压力下的火焰自发光平均伪色，由 10 次重复试验平均得到. 环境温度为 940 K，环境压力为 4 MPa，试验过程中保持输入能量一致（36 mg），因而喷油持续期分别为 8.6（30 MPa）、7.1（40 MPa）和 6.4 ms（50 MPa）.

观察图 7 和图 8 可以看到，随喷油压力增加，正丁醇喷雾火焰的自发光亮度明显减弱，这主要是由于



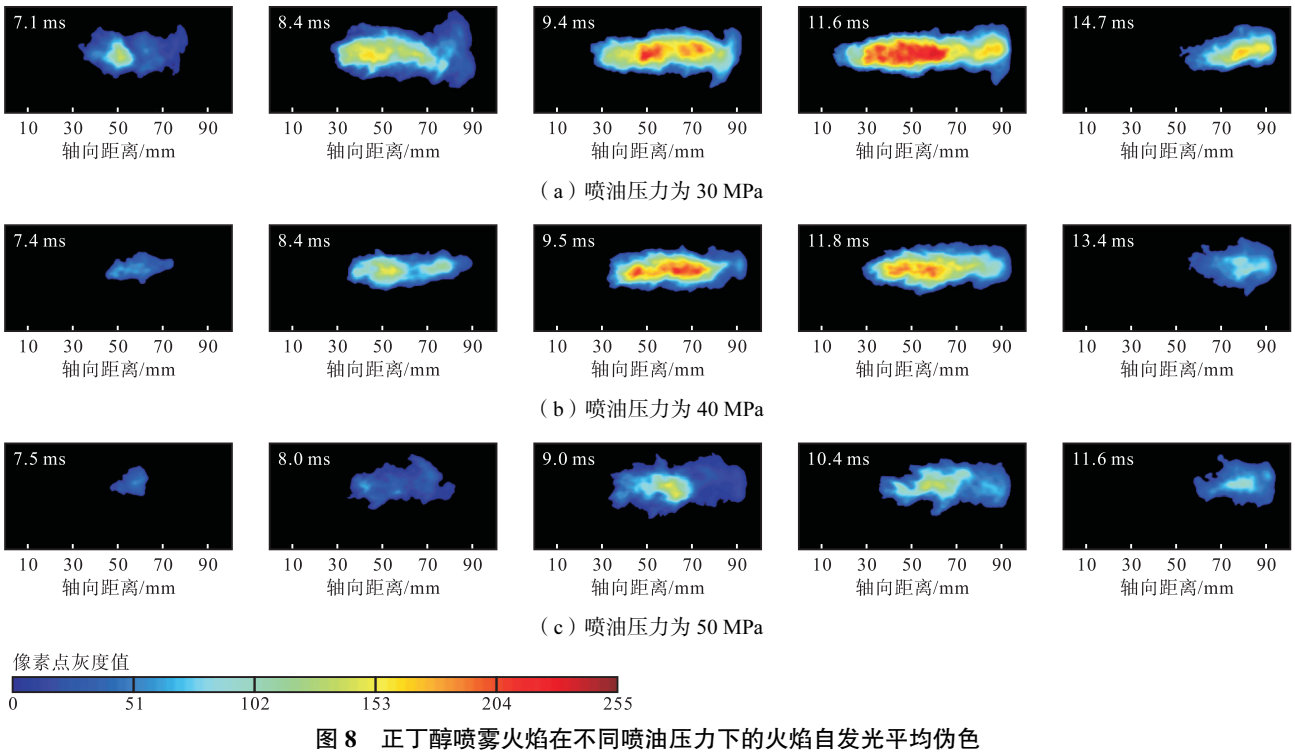
（a）喷油压力为 30 MPa

（b）喷油压力为 40 MPa

（c）喷油压力为 50 MPa

图 7 正丁醇喷雾火焰在不同喷油压力下的火焰自发光单次真彩

Fig.7 Nature luminosity single-shot true-color images of the *n*-butanol spray flame under different injection pressures



（a）喷油压力为 30 MPa

（b）喷油压力为 40 MPa

（c）喷油压力为 50 MPa

图 8 正丁醇喷雾火焰在不同喷油压力下的火焰自发光平均伪色

Fig.8 Averaged nature luminosity false-color images of the *n*-butanol spray flame under different injection pressures

喷油压力的增加减小了喷雾的破碎粒径，从而改善了喷雾的雾化质量. 燃料蒸发速率更快，有利于燃料的完全燃烧，减少了碳烟等不完全燃烧产物的产生，因而火焰亮度减弱. 同时喷油压力的增加也使正丁醇喷雾火焰向喷嘴下游移动，碳烟浮起长度增加，喷雾卷吸氧气量更多，有利于油、气混合，进一步促使了燃料的完全燃烧并降低火焰亮度. 在喷油压力为 50 MPa 下，还可以发现正丁醇喷雾火焰存在部分火焰间断现象. 这可能是因为正丁醇的汽化潜热较高所致，燃油燃烧时需要吸收更多的热量，喷油压力的增加改善了燃油的雾化质量，但也加剧了燃油的蒸发冷却效应，部分燃油温度得到降低无法稳定燃烧，因而出现火焰间断现象.

计算不同喷油压力下正丁醇喷雾火焰自发光平均伪色图中像素点自发光最大亮度值随时间的变化，可得到不同喷油压力下正丁醇喷雾火焰的滞燃期和燃烧结束时刻，如图 9 所示. 每个数据点上的误差条表示该数据点 10 次试验结果的标准偏差.

当喷油压力由 30 MPa 增加到 40 MPa 时，虽然喷雾雾化质量的改善以及卷吸氧气量的增加有助于形成满足着火条件的可燃混合物，但喷油压力的增加也加剧了喷雾与周围空气的湍流散热作用，导致滞燃期延长. 两方面因素共同作用导致了正丁醇喷雾火焰的滞燃期由 6.37 ms 增加到 6.85 ms. 同时，由于单位时间燃油喷射量增加，燃料燃烧速率加快，正丁醇喷雾火焰燃烧持续期由 9.95 ms 缩短到 7.54 ms. 伴随喷油压力进一步增加到 50 MPa，由于正丁醇较强的蒸发冷却效应，正丁醇喷雾火焰的滞燃期进一步增加到 7.15 ms，但由于燃烧速率的加快和放热量的增加，正丁醇喷雾火焰的燃烧持续期显著缩短至 5.10 ms. 因此，针对纯正丁醇直接喷射压燃，适当采取低的喷油压力有利于缩短着火滞燃期，小负荷下对油量需求小，更低的喷油压力不仅可以满足对喷油量的需求，同时也能更好地保证稳定着火.

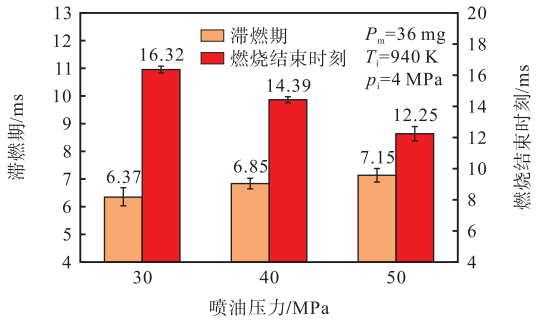
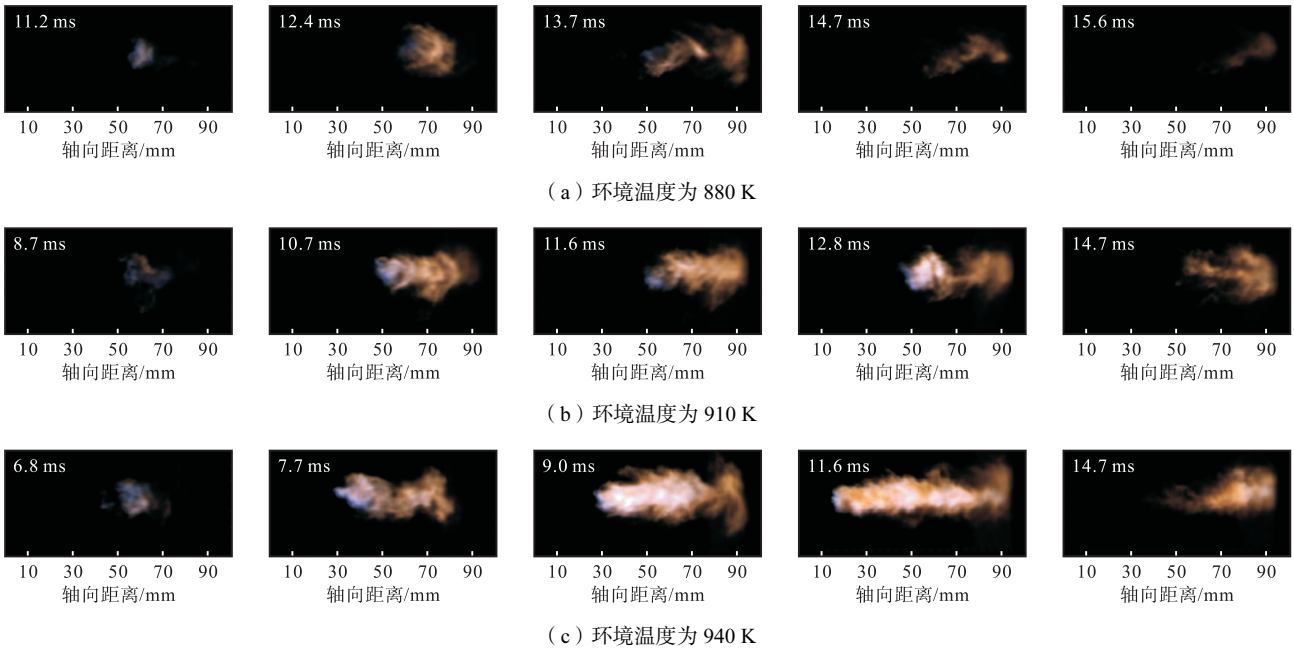


图 9　不同喷油压力下正丁醇喷雾火焰的滞燃期和燃烧结束时刻

Fig.9　Ignition delay and combustion end time of the *n*-butanol spray flame under different injection pressures

2.3　不同环境温度下正丁醇喷雾火焰的燃烧特性

为进一步分析环境温度对正丁醇喷雾火焰结构特征和燃烧特性的影响，得到正丁醇喷雾火焰在不同环境温度（880、910 和 940 K）下的火焰自发光单次真彩，如图 10 所示. 图 11 为正丁醇喷雾火焰在对应环境温度下的火焰自发光平均伪色，由 10 次重复试验平均得到. 除环境温度不同外，其余试验条件均相



（a）环境温度为 880 K

（b）环境温度为 910 K

（c）环境温度为 940 K

图 10　正丁醇喷雾火焰在不同环境温度下的火焰自发光单次真彩

Fig.10　Nature luminosity single-shot true-color images of the *n*-butanol spray flame under different ambient temperature

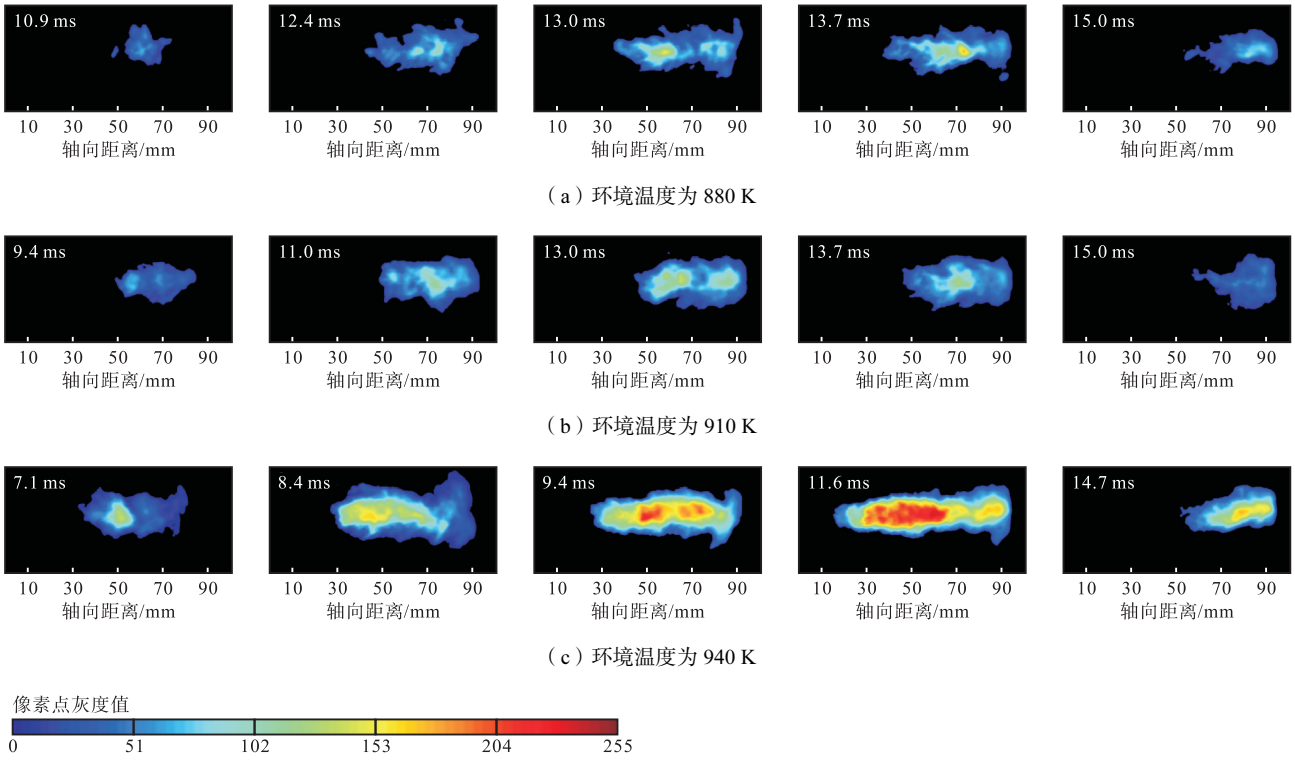


图 11　正丁醇喷雾火焰在不同环境温度下的火焰自发光平均伪色

Fig.11　Averaged nature luminosity false-color images of the *n*-butanol spray flame under different ambient temperature

同，环境压力为 4 MPa，喷油压力为 30 MPa，喷油持续期为 8.6 ms，而 880 K 是确保该条件下正丁醇稳定着火的最低环境温度. 对火焰自发光平均伪色图进行进一步处理，得到正丁醇喷雾火焰在不同环境温度下的滞燃期和燃烧结束时刻，如图 12 所示. 每个数据点上的误差条表示该数据点 10 次试验结果的标准偏差.

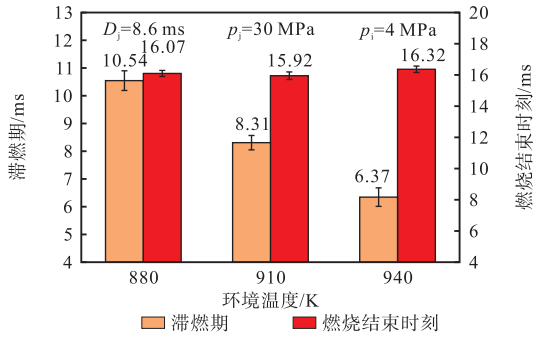


图 12　不同环境温度下正丁醇喷雾火焰的滞燃期和燃烧结束时刻

Fig.12　Ignition delay and combustion end time of the *n*-butanol spray flame under different ambient temperature

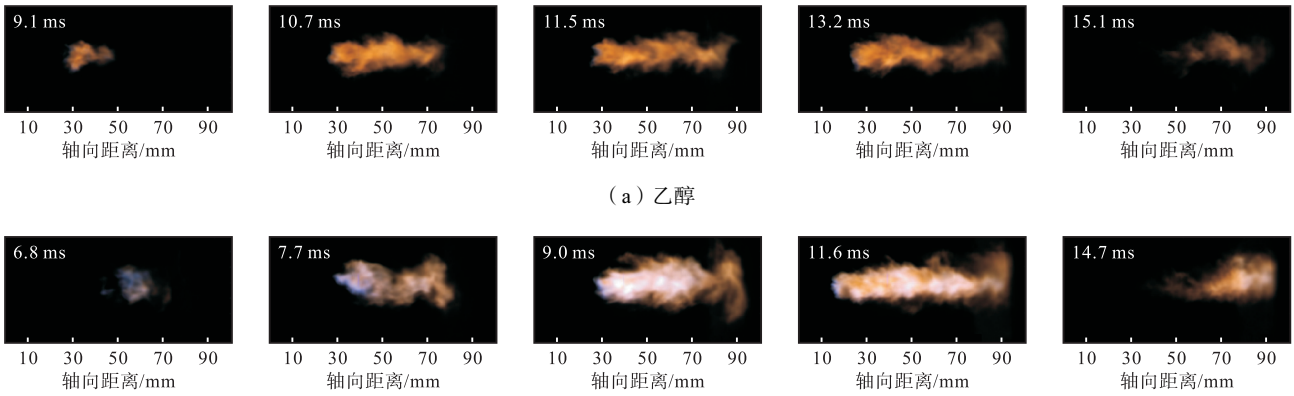
不同环境温度下正丁醇喷雾火焰的燃烧结束时刻并无明显差别. 在环境温度为 880 K 时，正丁醇喷雾火焰的火焰自发光亮度十分微弱，滞燃期长达 10.54 ms. 由于较长的滞燃期改善了预混燃烧效率，因而燃料在较快的时间内完成燃烧. 环境温度仅增加 30 K 至 910 K 后，正丁醇喷雾火焰的滞燃期显著缩短至 8.31 ms，同时火焰自发光亮度明显增强，环境温度的增加降低了 H_2O_2 分解反应的活化能，同时增加了低温反应的最高温度，进而促进了高温反应的发生，并加快了燃烧反应速率. 因此，燃料滞燃期缩短，火焰亮度增强. 当环境温度进一步增加至 940 K 后，正丁醇喷雾火焰的滞燃期进一步缩短至 6.37 ms，同时火焰中出现大量亮度饱和区域，火焰形态变长并向火焰上游移动，存在明显的火焰回溯现象. 这也侧面印证了环境温度的提高，有助于抵消正丁醇高汽化潜热对燃烧造成的负面影响，并有效提高火焰稳定性.

相较喷油持续期与喷油压力，显然环境温度对正丁醇喷雾火焰的稳定着火影响最为显著. 环境温度仅增加 60 K，正丁醇喷雾火焰滞燃期显著缩短 4.17 ms，火焰亮度明显增强且火焰形态更为稳定，更为明显的火焰回溯现象也有助于消耗未燃碳氢化合物、提高燃烧效率.

2.4　正丁醇喷雾火焰与乙醇喷雾火焰的燃烧特性对比

为进一步对正丁醇的实际应用提供参考，将正丁醇与目前已在成品油中广泛添加的乙醇进行对比，并保持试验边界条件一致，其中环境温度为 940 K，环境压力为 4 MPa，喷油压力为 30 MPa，喷油脉宽为 8.6 ms，得到正丁醇喷雾火焰与乙醇喷雾火焰的火焰

自发光单次真彩，如图 13 所示. 并进一步对火焰图像进行处理得到滞燃期和燃烧结束时刻，如图 14 所示. 由于有更高的十六烷值和更低的汽化潜热，正丁醇的滞燃期短于乙醇，且其着火在喷油结束之前就已发生，而乙醇则是在喷油结束之后才发生着火. 正丁醇更高的低热值也使得其火焰亮度明显高于乙醇. 对比两种醇类燃料的火焰发展过程可知，正丁醇喷雾火焰的初始火核更靠近喷雾下游，并在喷油结束后出现较为明显的火焰回溯现象，而乙醇喷雾火焰的初始火核更靠近喷雾上游，且喷雾火焰上游距喷嘴距离基本保持恒定. 然而滞燃期的缩短使得喷雾准备时间不足，导致正丁醇喷雾火焰的火焰发展速度慢于乙醇. 虽然正丁醇早于乙醇着火，但其燃烧结束时刻晚于乙醇.



（a）乙醇

（b）正丁醇

图 13　正丁醇喷雾火焰和乙醇喷雾火焰的火焰自发光单次真彩

Fig.13　Nature luminosity single-shot true-color images of the *n*-butanol spray flame and ethanol spray flame

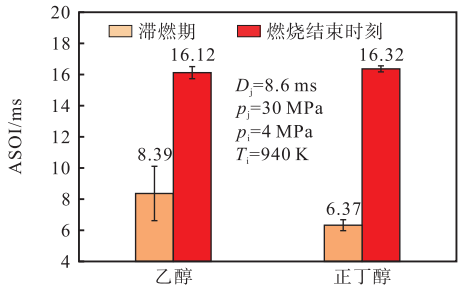


图 14　正丁醇喷雾火焰和乙醇喷雾火焰的滞燃期和燃烧结束时刻

Fig.14　Ignition delay and combustion end time of the *n*-butanol spray flame and ethanol spray flame

3　结　论

在一台光学可视化的定容燃烧弹上进行试验，利用火焰自发光高速成像技术，研究了纯正丁醇喷雾火焰在不同喷油持续期（3.0、6.0 和 8.6 ms）、不同喷油压力（30、40 和 50 MPa）和不同环境温度（880、910 和 940 K）下的火焰发展特征和燃烧特性，得到以下结论：

（1）正丁醇喷雾火焰呈现褶皱较多的不稳定黄白色火焰，喷雾上游存在少量淡蓝色火焰；喷油持续期为 3.0 ms 时，正丁醇喷雾火焰的整体火焰亮度较弱且亮度分布较为均匀，同时火焰形态较短，并在着火后存在局部火焰熄灭现象；随着喷油持续期增加，火焰向上游移动，碳烟浮起长度缩短，同时火焰整体亮度、滞燃期和燃烧持续期均增加，且在喷油持续期为 8.6 ms 时出现明显的火焰回溯现象.

（2）随着喷油压力由 30 MPa 增加至 50 MPa，正丁醇喷雾火焰的自发光亮度和火焰回溯现象明显减弱，喷雾整体向下游移动，碳烟浮起长度增加，同时滞燃期由 6.37 ms 增加至 7.15 ms，而燃烧持续期由 9.95 ms 缩短至 5.10 ms，且在喷油压力为 50 MPa 下火焰中心区域存在部分火焰间断现象.

（3）相较喷油持续期与喷油压力，环境温度对正丁醇喷雾火焰的稳定着火影响最为显著；环境温度由 880 K 升至 940 K，正丁醇喷雾火焰滞燃期显著缩短 4.17 ms，火焰亮度明显增强且火焰形态更为稳定，同时出现明显的火焰回溯现象，有助于消耗未燃碳氢化合物、提高燃烧效率.

因此，保证足够的缸内温度，结合相对较低的喷油压力，更有利于提升纯正丁醇喷雾燃烧的稳定性，从而实现纯正丁醇燃料的稳定高效压燃燃烧.

参考文献：

［1］ Zhang X T，Geng C，Ming Z Y，et al. Optical characterization of ethanol spray flame on a constant volume combustion chamber[J]. Fuel Processing Technology，2023，250：107928.

［2］ Ming Z Y，Liu H F，Cui Y Q，et al. Optical diagnosis

study of fuel volatility on combustion characteristics of spray flame and wall-impinging flame[J]. Fuel Processing Technology, 2023, 250: 107880.

[3] 刘海峰, 孔祥恩, 王灿, 等. 柴油组分对柴油机燃油消耗率的影响[J]. 内燃机学报, 2021, 39(6): 523-530.

[4] Liu H F, Ampah J D, Afrane S, et al. Potential benefits and trade-offs associated with hydrogen transition under diverse carbon dioxide removal strategies[J]. Science Bulletin, 2024, 69(1): 34-39.

[5] Shi W B, Li Z H, Zhao Z, et al. A renewable clean energy application: Oxyhydrogen negative pressure inhalation for enhancing the combustion and emission characteristics of isopropanol/gasoline dual-fuel combined injection engine[J]. Energy, 2024, 290: 130214.

[6] Cui Y Q, Liu H F, Wen M S, et al. Optical diagnostics and chemical kinetic analysis on the dual-fuel combustion of methanol and high reactivity fuels[J]. Fuel, 2022, 312: 122949.

[7] 张志强, 刘一泽, 邬斌扬, 等. 喷孔直径对重型柴油机燃烧和排放的影响[J]. 内燃机学报, 2022, 40(2): 97-105.

[8] Dehhaghi M, Panahi H K, Aghbashlo M, et al. The effects of nanoadditives on the performance and emission characteristics of spark-ignition gasoline engines: A critical review with a focus on health impacts[J]. Energy, 2021, 225: 120259.

[9] 李金成, 段加全, 宫艳峰, 等. 燃烧系统对汽油早喷压燃燃烧特性影响的模拟[J]. 内燃机学报, 2024, 42(3): 216-225.

[10] Jia G H, Gao S, Shu X, et al. Multi-objective optimization of emission parameters of a diesel engine using oxygenated fuel and pilot injection strategy based on RSM-NSGA Ⅲ[J]. Energy, 2024, 293: 130661.

[11] 陈晖, 黄豪中, 黄荣, 等. PODE 掺混和喷油参数对柴油机燃烧排放特性影响[J]. 内燃机学报, 2019, 37(1): 9-16.

[12] Liu H F, Tang Q L, Yang Z, et al. A comparative study on partially premixed combustion (PPC) and reactivity controlled compression ignition (RCCI) in an optical engine[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2019, 37(4): 4759-4766.

[13] 姚晔, 石磊, 邓康耀, 等. 瞬态 EGR 对柴油机低温燃烧切换平顺性影响[J]. 内燃机学报, 2021, 39(1): 11-17.

[14] Öztürk E, Can Ö. Effects of EGR, injection retardation and ethanol addition on combustion, performance and emissions of a DI diesel engine fueled with canola biodiesel/diesel fuel blend[J]. Energy, 2022, 244: 123129.

[15] Dong X Y, Fang Z C, Tang X C, et al. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of a dual expansion and triple recuperation supercritical CO_2 power cycle driven by DME-oxygen combustor[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 303: 118173.

[16] 肖合林, 李胜君, 薛琪, 等. EGR 率对乙醇/生物柴油混合燃料燃烧及排放特性的影响[J]. 燃烧科学与技术, 2019, 25(3): 237-243.

[17] Agbulut Ü, Gürel A E, Sandemir S. Experimental investigation and prediction of performance and emission responses of a CI engine fuelled with different metal-oxide based nanoparticles-diesel blends using different machine learning algorithms[J]. Energy, 2021, 215: 119076.

[18] Prabakaran B, Udhoji A. Experimental investigation into effects of addition of zinc oxide on performance, combustion and emission characteristics of diesel-biodiesel-ethanol blends in CI engine[J]. Alexandria Engineering Journal, 2016, 55(4): 3355-3362.

[19] Kilic G, Sungur B, Topaloglu B, et al. Experimental analysis on the performance and emissions of diesel/butanol/biodiesel blended fuels in a flame tube boiler[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 130: 195-202.

[20] Mukhtar M N A, Hagos F Y, Noor M M, et al. Tri-fuel emulsion with secondary atomization attributes for greener diesel engine: A critical review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019, 111: 490-506.

[21] Rakopoulos D C, Rakopoulos C D, Giakoumis E G, et al. Influence of properties of various common bio-fuels on the combustion and emission characteristics of high-speed DI (direct injection) diesel engine: Vegetable oil, bio-diesel, ethanol, *n*-butanol, diethyl ether[J]. Energy, 2014, 73: 354-366.

[22] Rakopoulos D C, Rakopoulos C D, Papagiannakis R G, et al. Combustion heat release analysis of ethanol or *n*-butanol diesel fuel blends in heavy-duty DI diesel engine[J]. Fuel, 2011, 90(5): 1855-1867.

[23] Yao M F, Wang H, Zheng Z Q, et al. Experimental study of *n*-butanol additive and multi-injection on HD diesel engine performance and emissions[J]. Fuel,

2010，89(9)：2191-2201.

[24] Nabr M N，Zare A，Hossain F M，et al. A parametric study on engine performance and emissions with neat diesel and diesel-butanol blends in the 13-mode European stationary cycle[J]. Energy Conversion and Management，2017，148：251-259.

[25] Zhang Q C，Yao M F，Zheng Z Q，et al. Experimental study of *n*-butanol addition on performance and emissions with diesel low temperature combustion[J]. Energy，2012，47(1)：515-521.

[26] Chen Z，Liu J P，Han Z Y，et al. Study on performance and emissions of a passenger-car diesel engine fueled with butanol-diesel blends[J]. Energy，2013，55：638-646.

[27] 李临蓬，毛斌，郑尊清，等. 汽油、正丁醇掺混柴油对部分预混压燃的燃烧和排放影响[J]. 内燃机学报，2020，38(4)：289-297.

[28] Gu X L，Huang Z H，Wu S，et al. Laminar burning velocities and flame instabilities of butanol isomers-air mixtures[J]. Combustion and Flame，2010，157(12)：2318-2325.

[29] Wu H，Nithyanandan K，Lee T H，et al. Spray and combustion characteristics of neat acetone-butanol-ethanol，*n*-butanol，and diesel in a constant volume chamber[J]. Energy & Fuels，2014，28(10)：6380-6391.

[30] Yan J H，Gao S Y，Zhao W H，et al. Spray and combustion characteristics of butanol-diesel and hexanol-diesel blends under high-altitude conditions[J]. Fuel，2022，307：121753.

[31] Soloiu V，Duggan M，Harp S，et al. PFI(port fuel injection) of *n*-butanol and direct injection of biodiesel to attain LTC(low-temperature combustion) for low-emissions idling in a compression engine[J]. Energy，2013，52：143-154.

[32] Yanai T，Bryden G，Dev S，et al. Investigation of ignition characteristics and performance of a neat *n*-butanol direct injection compression ignition engine at low load[J]. Fuel，2017，208：137-148.

[33] Hwang W，Dec J，Sjöberg M. Spectroscopic and chemical-kinetic analysis of the phases of HCCI autoignition and combustion for single-and two-stage ignition fuels[J]. Combustion and Flame，2008，154(3)：387-409.

[34] 刘海峰，文铭升，崔雁清，等. 柴油掺混正丁醇对火焰发展及光谱的影响[J]. 光谱学与光谱分析，2020，40(7)：1998-2004.

[35] Jarrahbashi D，Kim S，Knox B W，et al. Computational analysis of end-of-injection transients and combustion recession [J]. International Journal of Engine Research，2017，18(10)：1088-1110.

[36] Jarrahbashi D，Kim S，Genzale C L. Simulation of combustion recession after end-of-injection at diesel engine conditions [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME，2017，139：102804.

[37] Payri R，Salvador F J，Manin J，et al. Diesel ignition delay and lift-off length through different methodologies using a multi-hole injector[J]. Applied Energy，2016，162：541-550.

[38] Engine combustion network. Light-based ignition delay [EB/OL]. http：//ecn.sandia.gov/diesel-spray-combustion/experimental-diagnostics/light-based-ignition-delay，2024-04-30.

[39] Lillo P M，Pickett L M，Persson H，et al. Diesel spray ignition detection and spatial/temporal correction[C]// SAE Paper. Detroit，MI，USA，2012，2012-01-1239.